



**Ricardo Gil
Padrão Cruz**

**Sistemas de acionamento de precisão em prensas
mecânicas**



**Ricardo Gil
Padrão Cruz**

Sistemas de acionamento de precisão em prensas mecânicas

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de António Silva Guedes, Chefe de projeto na Mecânica Exacta S.A. e Especialista externo da Universidade de Aveiro

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Robertt Angelo Fontes Valente

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves

Professor Auxiliar da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
(Arguente)

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo

Professor Associado da Universidade de Aveiro (Orientador)

Eng. António da Silva Guedes

Chefe de projeto na Mecânica Exacta S.A. e Especialista externo da
Universidade de Aveiro (Co-orientador)

Agradecimentos /
Acknowledgements

Este projeto não seria possível sem o apoio de todos aqueles que incentivaram e ajudaram a concluí-lo.

Assim os meus agradecimentos vão para:

- A empresa Mecânica Exacta, na pessoa do Eng.º António Silva Guedes, por proporcionar um projeto de tese no âmbito industrial e oferecer apoio incondicional e interesse no desenvolvimento do mesmo;
- Ao Prof. Doutor Queirós de Melo pela excelente orientação e pela amizade criada;
- Aos meus pais por me proporcionarem esta formação, e pela paciência e sacrifício que mostraram;
- Aos meus irmãos Hugo e Eva por mostrarem orgulho em mim, e merecerem o meu orgulho;
- À minha namorada Maria João, pela paciência e amor demonstrados, e pela superação da distância destes últimos cinco anos;
- Aos amigos que ficaram para a vida nesta passagem académica, pelos momentos divertidos e inesquecíveis, pelos trabalhos de grupo realizados com motivação, e pelo apoio que ofereceram nas dificuldades.

A todos um enorme Obrigado!

Palavras-chave

servoprensas, prensas mecânicas, sistemas cinemáticos, dimensionamento cinemático

Resumo

Esta dissertação tem como objetivo a análise da cinemática de vários sistemas correntes de acionamento mecânico de prensas de conformação metálica, tal como o dimensionamento cinemático do servoacionamento de uma prensa para a empresa Mecânica Exacta S.A.. Recentemente um número considerável de empresas que se dedicam ao desenvolvimento e construção de prensas têm utilizado os seus recursos para evoluir as prensas mecânicas que utilizam servomotores, e a tecnologia associada, para o acionamento das mesmas. As prensas mecânicas acionadas por servomotores (servoprensas) oferecem a flexibilidade de uma prensa hidráulica (controlo de posição e velocidade do punção, força total disponível em qualquer posição), com a velocidade, precisão e segurança de uma prensa mecânica. As servoprensas têm a capacidade de melhorar as condições do processo e a produtividade na conformação de metal.

Keywords

servo presses, mechanical presses, kinematic systems, kinematic sizing

Abstract

This dissertation has as main objective the cinematic analysis of standard drives of mechanical presses used in sheet metal forming operation; also, a next step of the work consists in the improvement of such driving systems with the implementation of servo-motors for accurate cinematic control of the press slide motion. Recently, the most distinguished designers of mechanical presses have dedicated considerable time in the research of more flexible parameter control of the operated machine. The project with the implementation of servo-motors for a practically full controllable sheet metal forming processes enhances how the future trends in the project evolution of such machines will be performed. A servo-drive powered press offers a quite high flexibility in the commands and control, similar to the hydraulic presses but with more operation speed and the possibility of the force control during intermediate forming process stages. Therefore, servo-driven mechanical presses ensure a better quality products and a larger

Conteúdo

CAPÍTULO 1	1
1.1- Origem e motivações do projeto	1
1.2- Objetivo do projeto.....	1
1.3- Âmbito do projeto.....	1
CAPÍTULO 2	3
2.1- Servoprensas e sua evolução	3
2.1.1- Características das servoprensas mecânicas.....	3
2.1.2- Evolução histórica	5
2.2- Mecanismos de prensas accionadas por servomotor	7
2.2.1- Tipos de prensas mecânicas	7
2.2.2- Servoprensa de parafuso de transmissão	8
2.2.3- Servoprensas de cambota	9
2.2.4- Servoprensas de sistemas articulados	10
2.3- Servomotores.....	11
2.3.1- Princípio construtivo	11
2.3.2- Características eletromecânicas.....	12
2.3.3- Características básicas para Utilização em servoprensas.....	13
CAPÍTULO 3	15
3.1. Sistema de cambota (biela-manivela)	15
3.2. Sistemas articulados de maior eficiência quanto as velocidades de aproximação/recuo	17
3.2.1- Sistema knuckle-joint	17
3.2.2- Sistema de transmissão híbrida (<i>Hipro-antrieb</i>)	18

3.3. Prensas de parafuso	20
--------------------------------	----

CAPÍTULO 4 23

4.1. Análise do projeto existente	24
---	----

4.2. Cálculo das energias do servo sistema	27
--	----

4.2.1 Cálculo da energia de deformação	28
--	----

4.2.2 Cálculo da energia cinética do sistema.....	28
---	----

4.2.3- Cálculo da energia a fornecer pelo motor.....	30
--	----

4.3. Dimensionamento do motor	30
-------------------------------------	----

4.3.1- Cálculo da potência mínima do motor	31
--	----

4.3.2- Calculo do binário mínimo a fornecer ao sistema	31
--	----

4.3.3- Cálculo do binário do motor utilizando um redutor convencional	32
---	----

4.4. Resumo das características do motor	33
--	----

4.5. Possibilidades de optimização produtiva da servoprensa	33
---	----

CAPÍTULO 5 37

5.1. Potência do servomotor dimensionado	37
--	----

5.2. Binário do sistema escolhido.....	39
--	----

CAPÍTULO 6 41

6.1. Desenvolvimento da servoprensa Mecânica Exacta	41
---	----

6.2. Desenvolvimento da tecnologia das servoprensas	41
---	----

BIBLIOGRAFIA	43
--------------------	----

Lista de Tabelas

Tabela 4.1- Requisitos de dimensionamento do servo sistema	23
Tabela 4.2- Massas e velocidades do sistema	29
Tabela 4.3- Variação de energia cinética dos componentes.....	29
Tabela 4.4- Características do motor	33
Tabela 4.5- Proposta de velocidades	34
Tabela 5.1- Dados da prensa Mecânica Exacta CC100	38

Lista de Figuras

Figura 2.1- Mecanismos de acionamento de servoprensas.	4
Figura 2.2- Comparação do tempo de ciclo	5
Figura 2.3- Prensas mecânicas convencionais	7
Figura 2.4- Servoprensa de parafuso de 4 eixos, 5000 kN.....	9
Figura 2.5- Servoprensa de cambota com acoplamento direto	10
Figura 2.6- Servoprensa de Sistema Articulado.....	11
Figura 2.7- Estator e Rotor dos Servomotores	12
Figura 2.8- Comparação das curvas características dos dois tipos de motores	13
Figura 3.1- Esquema de um sistema de acionamento de cambota	15
Figura 3.2- Gráficos das propriedades cinemáticas do sistema de cambota	16
Figura 3.3- Esquema cinemático do sistema <i>knucle-joint</i>	17
Figura 3.4- Gráficos das propriedades cinemáticas do sistema <i>knuckle-joint</i>	18
Figura 3.5- Prensa <i>Hipro-antrieb</i>	19
Figura 3.6- Esquema cinemático <i>hipro-antrieb</i>	20
Figura 3.7- Gráficos da cinemática do sistema <i>Hipro-antrieb</i>	20
Figura 3.8- Esquema de uma prensa de parafuso.....	21
Figura 3.9- Gráfico das propriedades cinemáticas de prensas com parafuso.....	22
Figura 4.1- Sistema <i>gellenkantrieb</i> proposto	24
Figura 4.2- Esquema cinemático do sistema <i>gellenkantrieb</i>	25
Figura 4.3- Gráfico da posição do sistema <i>gellenkantrieb</i>	26
Figura 4.4- Gráfico da velocidade do sistema <i>gellenkantrieb</i>	26
Figura 4.5- Gráfico da aceleração do sistema <i>gellenkantrieb</i>	27
Figura 4.6- Gráfico da proposta de otimização de velocidades	35
Figura 4.7- Convencional vs otimizado	35

Capítulo 1

Introdução

Capítulo de apresentação dos factores de escolha do tema da tese

1.1- Origem e motivações do projeto

A empresa Mecânica Exacta S.A. criada em 1947, dedica-se à conceção e fabrico de equipamentos de conformação metálica. Tendo em vista o desenvolvimento dos seus produtos de forma a oferecer maior rentabilidade, segurança e eficiência nas suas prensas tomou a decisão de explorar a aplicação de servomotores, e toda a tecnologia associada, em equipamentos de conformação metálica. Este projeto, elaborado na Universidade de Aveiro em parceria com a Mecânica Exacta S.A., tem em vista ajudar a empresa a alcançar estes objetivos.

1.2- Objetivo do projeto

Com este projeto pretende-se efetuar a análise cinemática de diferentes sistemas de acionamento em prensas mecânicas, tal como desenvolvimento de um caso de estudo que consiste no dimensionamento cinemático de um sistema de servoacionamento estudado em conjunto com a empresa Mecânica Exacta S.A.

1.3- Âmbito do projeto

O projeto centra-se na análise cinemática de diferentes sistemas de acionamento bem como o estudo e dimensionamento dos aspetos cinemáticos associados a um sistema de acionamento de uma servoprensa de conformação metálica. Os aspetos analisados são:

- Levantamento do estado da arte das servoprensas, sua história e evolução;
- Análise das vantagens e desvantagens das prensas servoacionadas;
- Pesquisa sobre os diferentes tipos de sistemas servoacionados;
- Análise cinemática dos sistemas mecânicos mais correntes em servoprensas;

- Análise e dimensionamento de um sistema de servoacionamento de uma prensa para conformação metálica projetada para a empresa Mecânica Exacta S.A.

Capítulo 2

Revisão do estado da arte

Este capítulo visa expor as características gerais das Servoprensas existentes no mercado, tal como pretende mostrar a origem e evolução destes sistemas de prensas ao longo dos anos.

2.1- Servoprensas e sua evolução

2.1.1- Características das servoprensas mecânicas

Servomotores eletromecânicos têm sido utilizados em ferramentas mecânicas há algumas décadas. Recentemente, um número elevado de construtores de prensas para conformação metálica, nomeadamente no Japão (Ando, 2004) e Alemanha (Altan T, 2009), desenvolveram prensas mecânicas servomotorizadas. Uma prensa mecânica com este tipo de acionamento motor oferece a flexibilidade de uma prensa hidráulica (permitindo controlar a velocidade e posição do punção em qualquer estágio do movimento e usufruir da força total em qualquer posição) aliada à velocidade, precisão e segurança de uma prensa mecânica (Osakada, 2010).

A Figura 2.1 mostra dois dos primeiros mecanismos utilizados em servoprensas (Miyoshi, 2004). Na Figura 2.1 a), o movimento rotacional do servomotor é transmitido para a corrediça utilizando uma correia e um parafuso de transmissão. A corrediça da prensa é movida linearmente pelo efeito de rotação do parafuso. A inclinação da corrediça é detetada por sensores lineares e corrigida ajustando o movimento de cada motor, quando necessário. Assim, é possível garantir o paralelismo entre o punção e a matriz, mesmo quando as cargas não são centradas. O conceito apresentado na Figura 2.1 b) (Kurokata, 2003), é baseado num sistema articulado, também acionado por um parafuso de transmissão.

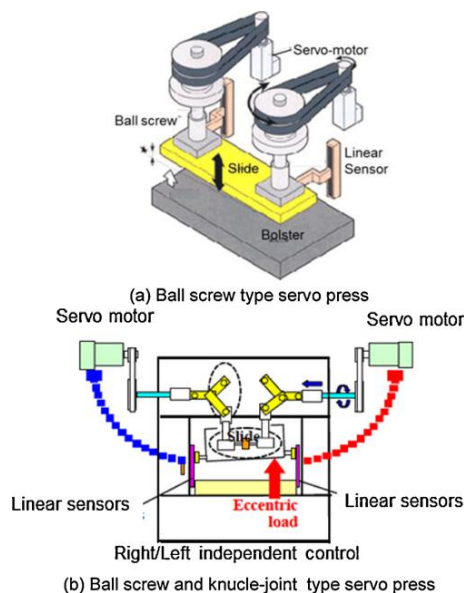


Figura 2.1- Mecanismos de acionamento de servoprensas. a) Servoprensa de parafuso de transmissão (Miyoshi, 2004). b) Servoprensa de parafuso de transmissão e ligações articuladas (Kurokata, 2003)

Como todos os movimentos da servoprensa, nomeadamente o arranque, mudanças de velocidade e paragem, são realizados apenas pelo servomotor, o sistema possui uma cadeia de acionamento simples, não utilizando volantes de inércia, embraiagem nem travão, mecanismos estes que são essenciais nas prensas mecânicas convencionais. Tal redução de equipamento permite que a sua manutenção seja simplificada.

Comparando com as prensas hidráulicas que têm sido utilizadas ao longo dos anos, a servoprensa possui uma produtividade maior, melhor precisão e fiabilidade, sem os ruídos das bombas hidráulicas nem circuitos hidráulicos complicados.

A mais importante característica das servoprensas é a flexibilidade do movimento da corredeira. Uma vez que uma servoprensa consegue realizar quase todos os movimentos, todos os méritos descritos de seguida são inerentes a uma boa escolha, tendo em conta a finalidade.

- O conhecimento acumulado com as prensas mecânicas existentes pode ser adaptado a esta nova tecnologia, uma vez que os movimentos e os mecanismos utilizados podem ser reproduzidos na utilização de servoprensas.
- As forças de impacto são reduzidas, uma vez que a velocidade de contacto e de trabalho podem ser ajustadas, aumentando o tempo de vida da ferramenta.
- As vibrações da chapa podem ser reduzidas utilizando um movimento da corredeira otimizado.

- A precisão do produto é aumentada, controlando o movimento da corrediça durante a deformação.
- Uma maior produtividade é conseguida diminuindo o ciclo de trabalho, uma vez que uma prensa consegue fazer o trabalho de várias prensas mecânicas.
- O facto do retorno da corrediça poder ser acelerado permite que o processo seja mais rápido, cerca de 50%, como mostra a Figura 2.2.

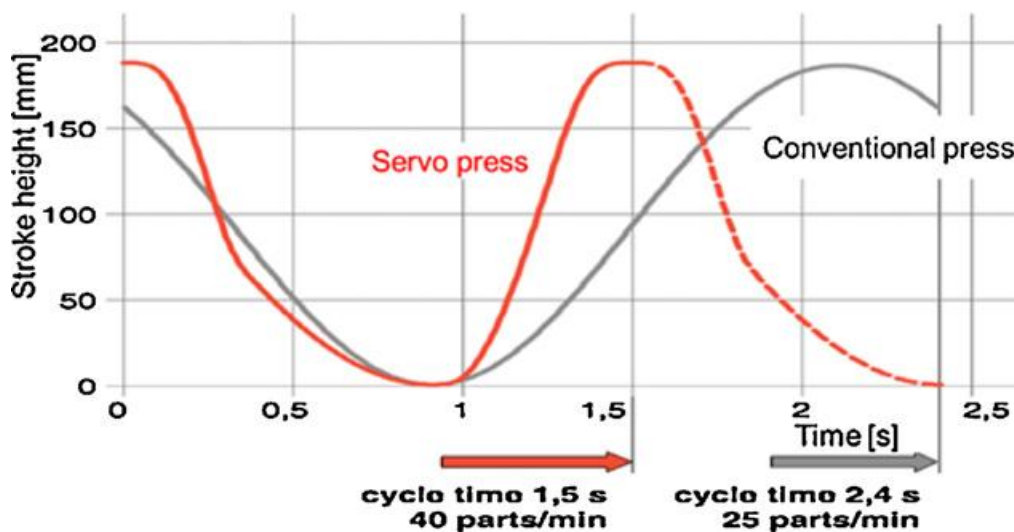


Figura 2.2-Comparação do tempo de ciclo

O controlo digital das servoprensas permite criar os movimentos dos vários tipos de prensas convencionais. Face a esta característica as servoprensas são frequentemente utilizadas para aumentar o limite de deformação e para melhorar a qualidade do produto final.

Uma vez que um servomotor consegue recuperar energia durante a desaceleração, algumas servoprensas aproveitam essa recuperação energética para compensar pequenos picos de energia criados no ciclo seguinte, diminuindo a tensão no circuito elétrico intermédio (Devoldere, 2007).

2.1.2- Evolução histórica

Embora os servomotores fossem utilizados em máquinas de corte de metal desde a década de 1950, estes não tinham a capacidade trabalhar em prensas de conformação metálica pois não possuíam a potência necessária para aplicar as elevadas forças necessárias para esse tipo de processo. Servomotores de elevada potência começaram a ser construídos em meados da década de 1980 com o aparecimento e desenvolvimento de ímanes mais potentes. Juntando o

desenvolvimento de controladores de transístores, estes motores tiveram a sua aplicação iniciada em máquinas de moldes de injeção no fim da década de 1980, sendo que na década seguinte este tipo de máquinas aumentou de forma substancial (Munemori, 2009).

Uma vez que alguns processos de conformação metálica, tal como o forjamento em matriz fechada, que necessitam de movimentos complicados em múltiplas corrediças, servoprensas hidráulicas começaram a surgir em meados de 1970, mas apenas um pequeno número de prensas foi construído, uma vez que a área de aplicação era limitada.

Em 1987 uma máquina de dobrar chapas de metal de 100kN, acionada por um servomotor, foi desenvolvida por Toyokoki para realizar dobragem de precisão (Endou, 2008). À semelhança das servoprensas referidas, a força era transmitida através de parafusos de potência. Esta prensa é considerada a primeira servoprensas comercializável, e desde então estas máquinas controladas por circuitos electro-hidráulicos (Altintas, 1997) e sistemas puramente mecânicos (Hayashi, 2004) (Inatomi, 2001) são melhorados com alguns sistemas servomotorizados de forma a aumentarem a força de trabalho.

Como o binário disponibilizado pelos servomotores não era suficiente para realizar a maioria dos processos de conformação de metal, não foi construída nenhuma servoprensa versátil ao ponto de os satisfazer, até o ano de 1997, ano este em que a Komatsu HCP3000 surgiu, com um motor com binário suficiente para este tipo de aplicação. O sistema de accionamento desta máquina é igual ao mostrado na Figura 2.1 a), conseguindo transmitir um máximo de 800 kN de força. Desde então, vários tipos de servoprensa são desenvolvidas no Japão, Alemanha, Tailândia, Espanha e China (Garcia, 2006).

Nas prensas, os servomotores podem ser utilizados de duas formas diferentes. De modo idêntico, são usados motores de alta velocidade ou motores de baixa velocidade e elevado binário. Para usufruir das elevadas forças necessárias para a conformação, motores de elevada velocidade necessitam de correias dentadas, ligações articuladas e engrenagens para transformar os movimentos rotacionais de alta velocidade em movimentos de baixa velocidade. Os servomotores de baixa velocidade e elevado binário permitem uma ligação directa ao excêntrico ou ao sistema articulado, não sendo necessárias correias nem parafusos de potência (Boerger, 2003).

2.2- Mecanismos de prensas accionadas por servomotor

2.2.1- Tipos de prensas mecânicas

A característica comum das prensas mecânicas é a de transformação de um movimento rotacional do motor num movimento linear da corredeja, com elementos mecânicos. Para realizar essa transformação vários mecanismos com cambotas, sistemas biela-manivela, articulações e parafusos de transmissão, mostrados na Figura 2.3, são utilizados. O sistema de cambota é o mais utilizado, sendo que as ligações articuladas, como o sistema *knuckle-joint*, são utilizadas para modificar a velocidade de aproximação das prensas com o sistema de cambota, isto é, para reduzir a velocidade da corredeja quando esta se aproxima do contacto com a chapa e para aumentar o tempo em que a força está disponível na corredeja.

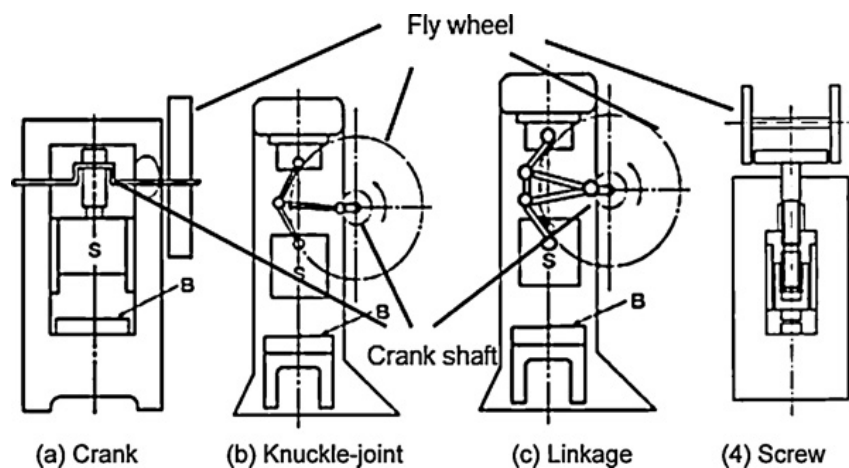


Figura 2.3- Prensas mecânicas convencionais (Lange, 1985) (S: corredeja, B: almofada); (a) Cambota; (b) *Knuckle-joint*; (c) sistema articulado; (d) parafuso de transmissão.

Uma vez que a potência dos motores convencionais não é suficiente para suportar diretamente operações de conformação de metais, a energia despendida pelo motor é armazenada num volante de inércia como energia cinética rotacional, sendo libertada num pequeno instante aplicando-a sobre a chapa.

No caso da cambota e ligações articuladas, a velocidade e as posições do ponto morto superior e inferior são características determinadas pelo sistema mecânico.

Nas prensas de parafuso o movimento rotacional do volante de inércia é transformado em movimento linear, sendo que a prensa só pára quando toda a energia do volante de inércia é

completamente consumida, não conseguindo assim determinar previamente o ponto morto superior e inferior da máquina.

A velocidade da prensa de parafuso é mantida constante, mas uma vez que o processo de conformação seja iniciado a corredeira é abrandada rapidamente.

A corredeira da prensa de parafuso descreve um movimento de forma triangular periódica devido ao seu sistema simples. Nas prensas com sistemas articulados, as velocidades de aproximação do ponto morto inferior são reduzidas, quando comparadas com as velocidades do sistema de cambota.

O aparecimento de servomotores de elevado binário permite uma ligação direta sem utilização de volantes de inércia ou embraiagem, Mas os fundamentos mecânicos continuam os mesmos das prensas convencionais

2.2.2- Servoprensa de parafuso de transmissão

Como já foi referido, as primeiras servoprensas utilizavam parafusos de transmissão para transformar o movimento rotacional do motor em movimento linear da corredeira. Ao contrário das prensas mecânicas de parafuso convencionais, sendo equipadas com servomotores não há necessidade de utilizar volante de inércia e embraiagem, e a velocidade pode ser controlada durante o processo.

Uma característica importante das servoprensas de parafuso é a possibilidade de usufruir da máxima força e velocidade em qualquer posição da corredeira, assim estas prensas podem ser utilizadas na maioria das operações de conformação. Esta característica é especialmente utilizada para deformações com necessidade de força máxima durante um elevado período de tempo, como é o caso da extrusão, e processos de conformação que necessitem de elevada velocidade no final da conformação. A força máxima neste tipo de servoprensas está limitada pela potência máxima do servomotor, a relação da correia e a capacidade do parafuso em carga axial. Uma das soluções para aumentar a capacidade da prensa é aumentar o número de motores e eixos da corredeira. A Figura 2.4 mostra uma servoprensas, de 5000 kN de força, com 4 eixos da corredeira, construída por Hoden Seimitsu Kako (HSK) (Yoneda, 2008).



Figura 2.4- Servoprensa de parafuso de 4 eixos, 5000 kN (Yoneda, 2008)

2.2.3- Servoprensas de cambota

Uma vez que as prensas de parafuso de potência são dispendiosas, prensas de cambota acionadas por servomotores começaram a ser construídas por empresas deste setor empresarial. Na Figura 2.5 é mostrada uma servoprensa de cambota (Horie, 2006). Neste caso, a utilização de um servomotor de elevado binário é acoplado diretamente ao sistema.

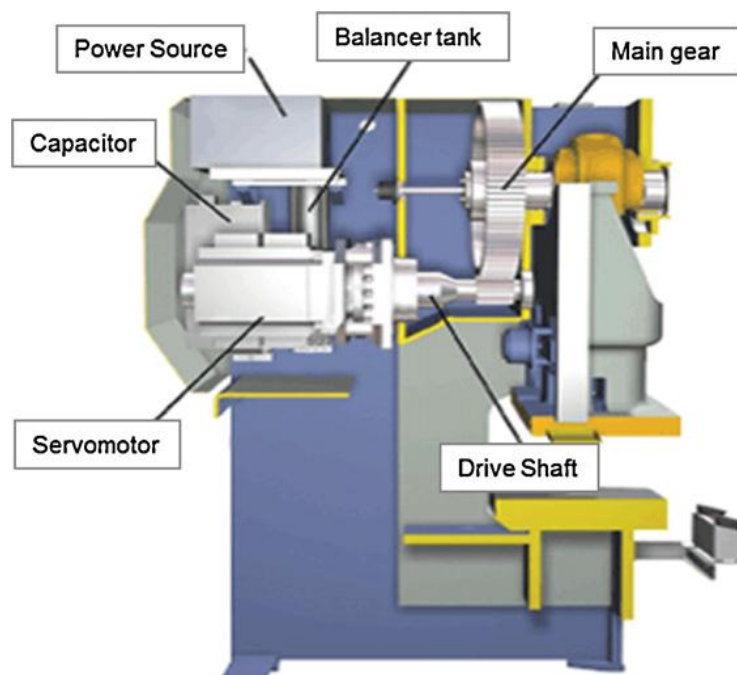


Figura 2.5- Servoprensa de cambota com acoplamento direto (Horie, 2006)

Empresas como a *Aida Engineering* (Suganuma, 2007) e *Amada* (Sakaguchi, 2006) desenvolveram servoprensas combinando servomotores com estruturas de prensas já existentes, nomeadamente as prensas com corpo em C, estrutura bastante utilizada em prensas de capacidade relativamente baixa. A estrutura e a cambota são idênticas às utilizadas nas prensas mecânicas convencionais, sendo que em relação a estas foram retirados o volante de inércia, a embraiagem e o motor, sendo substituídos por um servomotor.

2.2.4- Servoprensas de sistemas articulados

As prensas mecânicas convencionais com sistemas articulados são normalmente utilizadas para reduzir a velocidade da corrediça e para aumentar a força de trabalho disponibilizadas pelo motor, na região de trabalho, ou seja, próximo do ponto morto inferior. Para prensas servomotorizadas, este tipo de sistemas de acionamento são considerados vantajosos pois aumentam a velocidade de aproximação e de retorno do punção, sendo que permite velocidades reduzidas na região de trabalho, tal como disponibilizar força uma maior força de trabalho nesta mesma zona. Na Figura 2.6 pode ver-se uma servoprensa acionada por dois servomotores e um sistema articulado como o caracterizado (Ando, 2005).

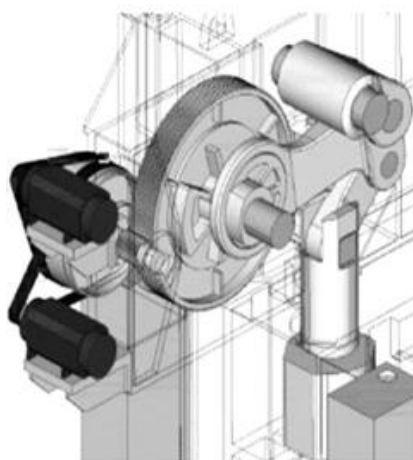


Figura 2.6- Servoprensa de Sistema Articulado (Ando, 2005)

2.3- Servomotores

Na década de oitenta, os servomotores eram maioritariamente motores de corrente contínua (DC) uma vez que, devido à sua corrente de elevada intensidade, apenas conseguiam ser controlados por retificadores de controlo em silício, sendo estes servomotores utilizados especificamente em sistemas do tipo servo amplificadores. Quando se começou a comercializar transístores capazes de controlar e alterar este tipo de correntes a elevadas frequências, a utilização de servomotores de corrente alternada (AC) tornou-se comum. Hoje em dia a maior parte dos fabricantes oferece uma larga gama de servomotores, projetados para serem utilizados em servo amplificadores ou em controladores de frequência variável. Inúmeros fabricantes classificam qualquer sistema de circuito fechado sem sistema de retorno como um servo sistema, tal como qualquer motor AC de indução ligado a um controlador de velocidade é denominado de servomotor (Kissell, 1999).

2.3.1- Princípio construtivo

Os servomotores têm por base construtiva os motores síncronos AC comuns. A Figura 2.7 mostra as duas peças principais de um servomotor que são: o rotor e o estator. A peça que se movimenta, o rotor, possui ímanes fixos na superfície interior. Estes ímanes são fixos de forma a reduzir o escorregamento do rotor. O estator consiste num largo número de bobinas que circundam o rotor. Estas bobinas estão ligadas em estrela e são alimentadas por uma corrente trifásica. A velocidade do motor é controlada através da variação da frequência desta corrente

(Anaheim Automotion, 2011). Dependendo do número de polos que circundam o rotor, ou seja, do número de enrolamentos, o binário disponível varia com aqueles a velocidades mais baixas, ou seja, quanto maior for o número de pólos, mais binário o motor fornece quando girando a baixa velocidade. Os servomotores que possuem estas características, ou seja, elevado binário nas velocidades mais baixas são denominados de motores de binário.

Dependendo do sistema de controlo e de acionamento do sistema a potências mais elevadas, a precisão, a velocidade angular e a aceleração podem ser controladas com rigor (Heston, 2008).

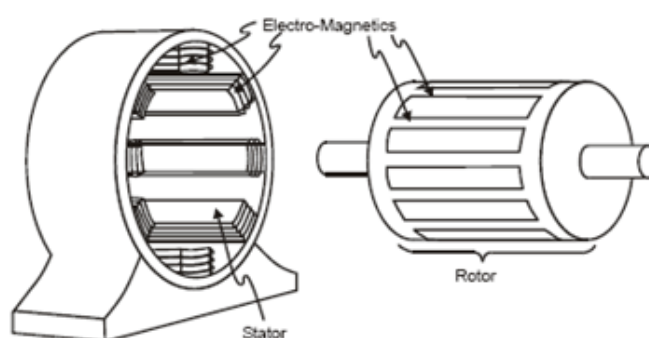


Figura 2.7- Estator e Rotor dos Servomotores (Anaheim Automotion, 2011)

2.3.2- Características eletromecânicas

A vantagem dos servomotores de binário, quando comparados com os motores convencionais assíncronos utilizados nas prensas mecânicas convencionais, é mostrada na Figura 2.8, onde se pode ver a curvas de binário e a região de trabalho dos dois tipos de motor. O motor assíncrono atinge a o binário máximo de funcionamento com a velocidade de rotação elevada; por outro lado, o servomotor disponibiliza o binário máximo de forma instantânea. Este efeito é possível devido à fixação dos ímanes ao rotor, o que minimiza o escorregamento do mesmo.

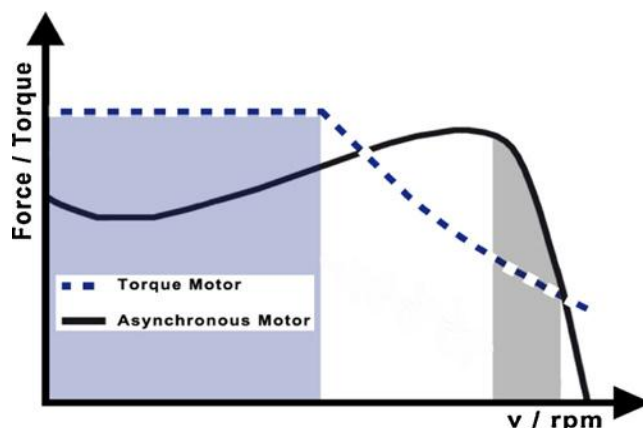


Figura 2.8- Comparação das curvas características dos dois tipos de motores (Groche, 2005)

2.3.3- Características básicas para Utilização em servoprensas

Analisando com rigor, conclui-se que num processo de conformação metálica, o movimento de um ciclo da corrediça é dividido em três momentos:

- Descida da corrediça, movimento rápido;
- Conformação da chapa, movimento lento, aplicação de força;
- Retorno da corrediça ao ponto morto superior, movimento rápido.

Com este escalonamento de velocidades do movimento é claro que o binário fornecido pelo motor é necessário numa fase de baixas rotações do motor. Como já foi descrito, este tipo de comportamento favorece os servomotores de binário.

Os motores convencionais, tal como servomotores mais pequenos, têm entre 6 a 8 polos no estator; por outro lado, servomotores de binário possuem, em média, 24 polos. Tal incremento possibilita, tal como os ímanes fixos, a redução do escorregamento e o aumento do binário disponível a baixas rotações, como já foi referido. Tais motores acionam prensas até 5000 toneladas de força sobre a chapa, ligadas de forma direta ao veio principal (Heston, 2008).

Capítulo 3

Sistemas cinemáticos correntes em prensas mecânicas

Capítulo de análise cinemática dos sistemas mecânicos clássicos utilizados nas prensas existentes no mercado.

3.1. Sistema de cambota (biela-manivela)

Este é o Sistema clássico de acionar a corrediça de prensas mecânicas. Essencialmente o sistema consiste em transformar o movimento de rotação de frequência angular w em movimento alternativo linear (v). O esquema cinemático apresenta-se na Figura 3.1.

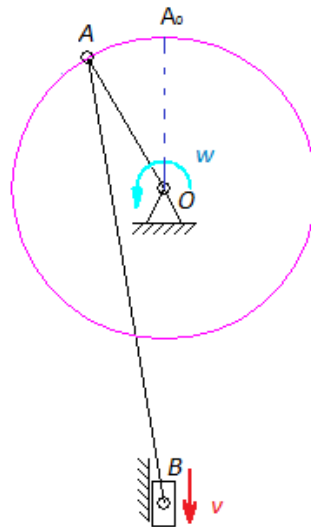


Figura 3.1-Esquema de um sistema de acionamento de cambota

A distância linear entre os pontos O e B, denominada \overline{OB} , é um parâmetro essencial porque as suas derivadas no tempo permitem obter a velocidade e aceleração da corrediça (ponto B). As

equações 3.1 e 3.2 representam a cinemática da geometria do sistema num instante t depois de se iniciar a partir de do ponto A_0 .

$$\overline{OA} \cos(wt) + \overline{AB} \cos \beta = \overline{OB} \quad (3.1)$$

$$\overline{OA} \sin(wt) = \overline{AB} \sin(wt) \quad (3.2)$$

Resolvendo o sistema obtém-se a equação 3.3, que permite o cálculo do curso.

$$\overline{OA} \cos(wt) + \overline{AB} \frac{\overline{OA}}{\overline{AB}} \sqrt{1 - \left(\frac{\overline{OA}}{\overline{AB}}\right)^2} \sin^2(wt) = \overline{OB} \quad (3.3)$$

Derivando no tempo a equação anterior podem calcular-se os comportamentos da velocidade e da aceleração da corredeira.

A título de exemplo, usando o programa informático SAM®, a Figura 3.1 mostra um esquema, com curso de 400 mm, em que a biela, de 600 mm, é 3 vezes maior que o raio da cambota. Na Figura 3.2 são mostrados os gráficos do curso, velocidade e aceleração para este sistema.

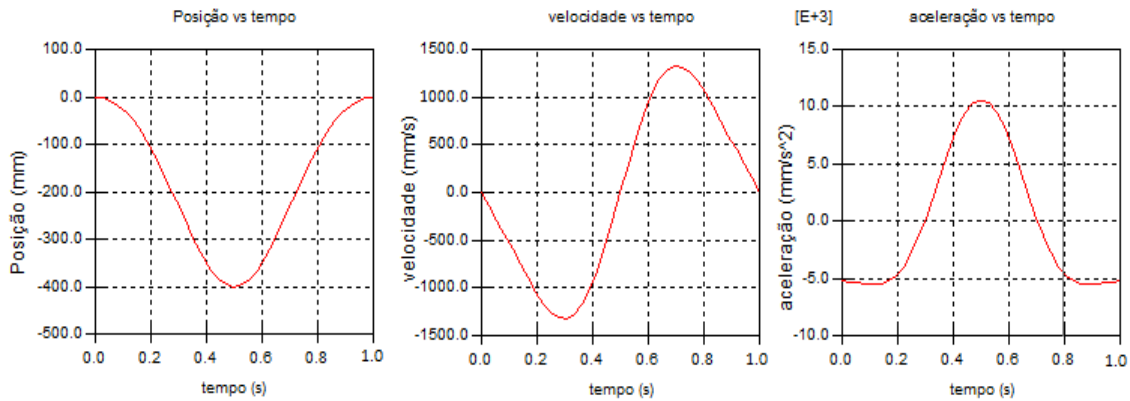


Figura 3.2- Gráficos das propriedades cinemáticas do sistema de cambota

Sendo este sistema o mais simples na tecnologia das prensas mecânicas, não é no entanto o mais eficiente, uma vez que não possui otimização das velocidades de trabalho ao longo do ciclo, nem reduz as forças de impacto, sendo estas absorvidas pelo sistema biela-manivela, o que leva à redução da precisão da prensa, tal como do aumento das peças com defeitos, uma vez que a velocidade de trabalho não está otimizada.

3.2. Sistemas articulados de maior eficiência quanto as velocidades de aproximação/recuo

De forma a otimizar os processos de conformação de metal, os fabricantes de prensas mecânicas desenvolveram mecanismos mais complexos, recorrendo a sistemas articulados, que permitem reduzir as velocidades de aproximação e de trabalho, aumentando a precisão do processo.

3.2.1- Sistema knuckle-joint

O sistema *knuckle-joint*, cujo esquema cinemático é mostrado na Figura 3.3, é um dos sistemas articulados mais simples das prensas mecânicas, que permitem a redução da velocidade de aproximação da corrediça e a otimização das forças de trabalho, tal como a redução das forças de impacto.

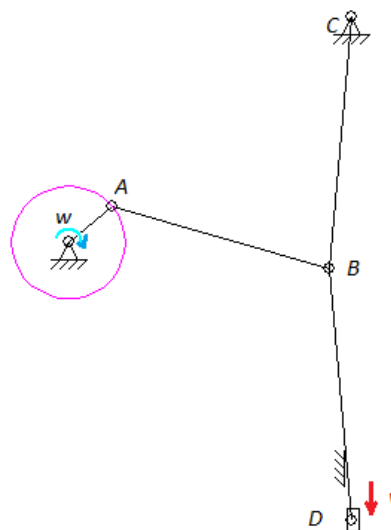


Figura 3.3- Esquema cinemático do sistema *knuckle-joint*

Uma vez que estes sistemas possuem um curso reduzido, o que se reflete no movimento dos componentes em pequenas amplitudes angulares, este fator minimiza as perdas de energia por atrito e permite a otimização do movimento linear da corrediça. O facto do reduzido curso da corrediça leva a que este sistema também seja utilizado pela alta repetibilidade e alta cadência de produtividade, uma vez que a máquina pode operar a velocidades elevadas.

As limitações deste sistema são também provenientes do curso reduzido da corrediça. Sendo assim, estas prensas são utilizadas para operações de corte por arrombamento, embutidura de profundidade baixa e calibragem (Schuler, 2011).

Dada a complexidade do movimento da corrediça, a descrição analítica resulta num conjunto de equações trigonométricas não-lineares de difícil resolução. Assim sendo, para analisar cinematicamente o sistema utilizou-se a ferramenta informática SAM®, que permite a análise incremental do mecanismo. Na Figura 3.4 são mostradas as propriedades cinemáticas da corrediça, nomeadamente a posição, velocidade e aceleração ao longo do tempo de um ciclo.

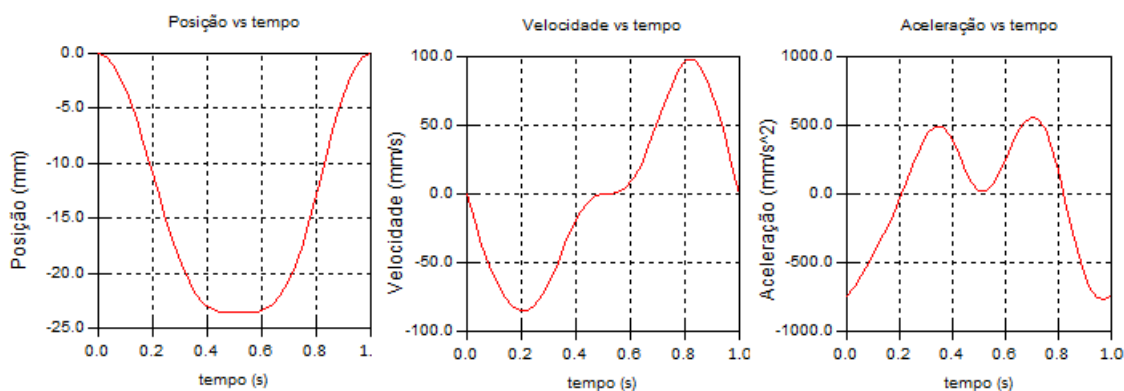


Figura 3.4- Gráficos das propriedades cinemáticas do sistema *knuckle-joint*

3.2.2- Sistema de transmissão híbrida (*Hipro-antrieb*)

Face à necessidade de otimizar as cadências de trabalho e reduzir as forças de impacto em estampagem profunda, sistemas articulados complexos foram desenvolvidos nos últimos anos. Um dos mais utilizados, nomeadamente por fabricantes alemães e japoneses, é o sistema referenciado como sistema de transmissão híbrida (*hipro-antrieb*), apresentado na Figura 3.5.

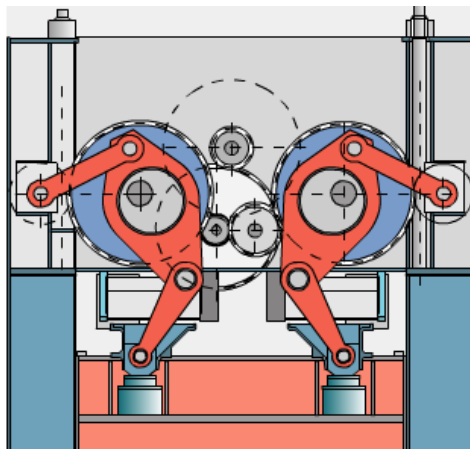


Figura 3.5- Prensa *Hipro-antrieb* (nadolski art & design, 2009)

Este sistema é considerado como uma evolução do sistema *knuckle-joint*, já apresentado, possibilitando, no entanto, estampagem profunda.

Também este sistema possui um movimento da corredeira complexo, cuja análise analítica da cinemática recorre a equações trigonométricas não-lineares, pelo que a análise foi realizada no programa de cálculo incremental SAM®. Esta análise é mostrada pelo esquema cinemático na

Figura 3.6, e respetivos gráficos da posição, velocidade e aceleração da corredeira, na Figura 3.7.

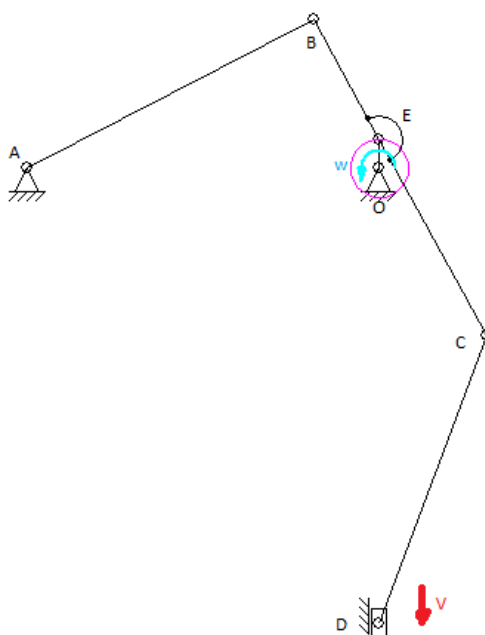
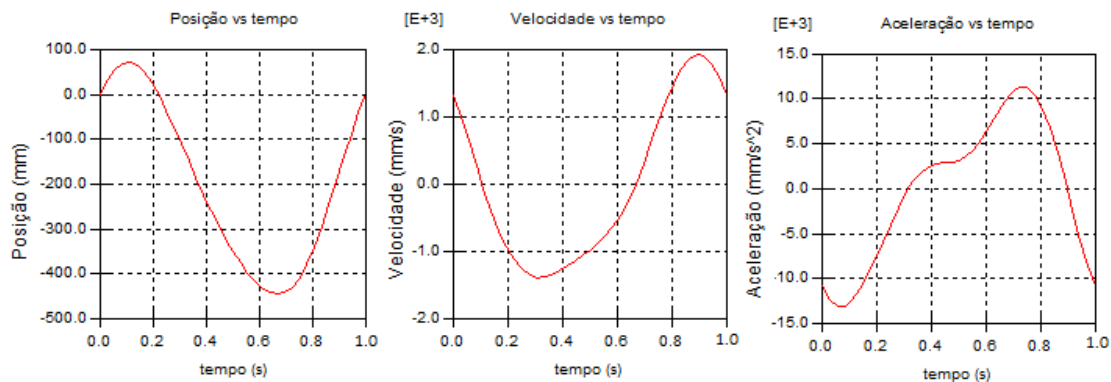


Figura 3.6- Esquema cinemático *hipro-antrieb*Figura 3.7- Gráficos da cinemática do sistema *Hipro-antrieb*

Como se pode analisar, este tipo de prensas apresenta uma velocidade da corredeira adaptada ao processo de estampagem, uma vez que a velocidade na zona de trabalho é reduzida, e por outro lado, a velocidade na zona de “não trabalho” é elevada, quando comparada com a prensa de cambota.

3.3. Prensas de parafuso

Tal como foi referido no capítulo anterior, as prensas de parafuso transformam o movimento rotacional do motor/volante de inércia em movimento linear recorrendo a um parafuso de transmissão de potência. Um esquema de funcionamento é apresentado na Figura 3.8.

Embora seja um sistema lento mas de curso longo, face aos sistemas articulados, este possui a vantagem de dispor da força máxima durante todo o movimento da corredeira.

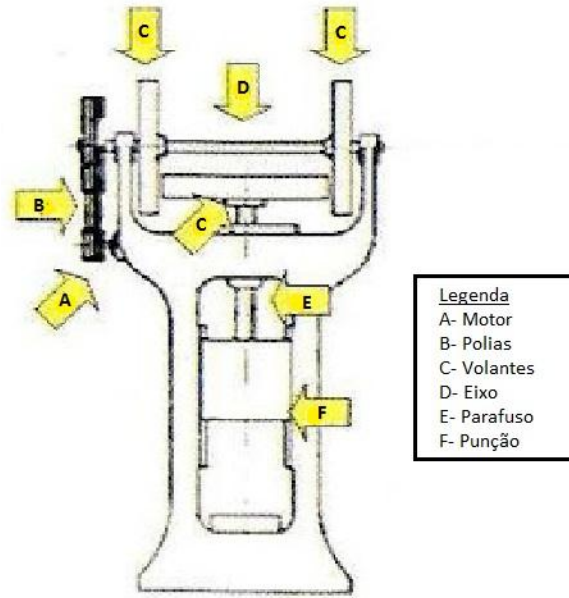


Figura 3.8- Esquema de uma prensa de parafuso (Nascimento, 2009)

O movimento da corredeia neste sistema é do tipo linear uniforme, descrito pelo sistema de equações 3.4, que tem como parâmetros o passo, denominado por p , e velocidade de rotação do parafuso de transmissão, ω .

$$\begin{cases} y = -\frac{\omega}{2 * \pi} * p * t & 0 < t < \frac{t_{ciclo}}{2} \\ y = \frac{\omega}{2 * \pi} * p * t & \frac{t_{ciclo}}{2} < t < t_{ciclo} \end{cases} \quad (3.4)$$

Derivando o sistema de equações obtêm-se as equações da velocidade, mostradas no sistema de equações 3.5. Uma vez que estas são constantes, as acelerações são nulas. Os gráficos da posição e da velocidade são mostrados na Figura 3.9.

$$\begin{cases} v = -\frac{\omega}{2 * \pi} * p & 0 < t < \frac{t_{ciclo}}{2} \\ v = \frac{\omega}{2 * \pi} * p & \frac{t_{ciclo}}{2} < t < t_{ciclo} \end{cases} \quad (3.5)$$

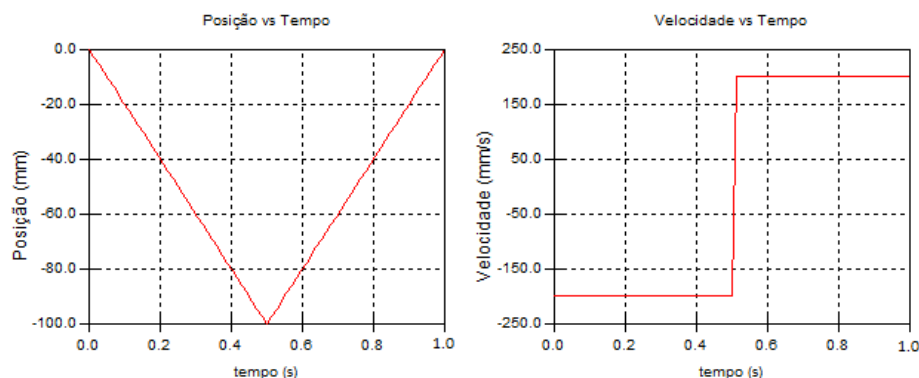


Figura 3.9- Gráfico das propriedades cinemáticas de prensas com parafuso

Dada a simplicidade e linearidade do sistema cinemático das prensas de parafuso, o controle de velocidade da corredeira nas fases de aproximação/trabalho têm necessariamente de ser efetuadas por controle no motor. Tal processo é inadequado na utilização dos sistemas de volante de inércia, pois retira-se energia cinemática ao volante, diminuindo a sua capacidade de trabalho.

Uma solução possível para a melhoria das velocidades nas prensas de parafuso consistiria na utilização, a jusante do volante (entre o volante de inércia e o parafuso), um redutor planetário com possibilidade de seleção de duas velocidades.

Capítulo 4

Desenvolvimento do caso de estudo

Este capítulo mostra o dimensionamento de um sistema cinemático de servoacionamento, baseado num sistema articulado fornecido pela Mecânica Exacta S.A.

É proposta desta etapa desenvolver um caso de estudo proposto pela Mecânica Exacta S.A. Esta tarefa é baseada na análise e dimensionamento cinemático de uma solução alternativa que permita ultrapassar as limitações cinemáticas do sistema biela-manivela, particularmente na fase de aproximação/trabalho e no recuo (movimento em vazio).

A incorporação de um servoacionamento tem como principais objetivos dispensar o volante de inércia e embraiagens, atribuindo assim ao grupo de servoacionamento (motor e redutor) um controlo totalmente flexível da posição, velocidade e aceleração nas fases acima mencionadas.

Por exemplo, uma prensa do fabricante Amada permite, na fase de trabalho, aplicar à peça um regime de forjamento de pequena amplitude, graças às potencialidades do controlo nos servomotores, tarefa impossível num sistema mecânico com volante de inércia.

Os requisitos de dimensionamento do servo sistema a desenvolver são mostrados na Tabela 4.1, sendo estes os parâmetros de caracterização da prensa Mecânica Exacta modelo CC100, que usa o mecanismo de cambota convencional como acionamento.

Tabela 4.1- Requisitos de dimensionamento do servo sistema

Requisitos de dimensionamento do servo sistema	
Parâmetros	Valores
Força nominal [kN]	1000
Altura de deformação [mm]	7,1
Cadência nominal [ciclos/min]	56

É importante referir que, a cadência nominal requerida ao sistema refere-se a regime de trabalho em contínuo; igualmente, para efeitos de dimensionamento, será considerado que a força nominal está disponível em todo o percurso de trabalho, ou seja, em todo percurso de deformação, denominado de *altura de deformação*. (ver Tabela 4.1).

Após a análise cuidada, em conjunto com o departamento de desenvolvimento da empresa Mecânica Exacta S.A. dos modelos de prensas mecânicas e servoacionadas mais correntes no mercado, tomou-se a decisão por um sistema de acionamento existente nos arquivos da empresa para receber servoacionamento.

4.1. Análise do projeto existente

A base do projecto a analisar pode ser vista na Figura 4.1, onde se pode constatar que se trata de um sistema articulado, mais concretamente uma variação do sistema *hipro-antrieb*, conhecido como *gellenkantrieb*.

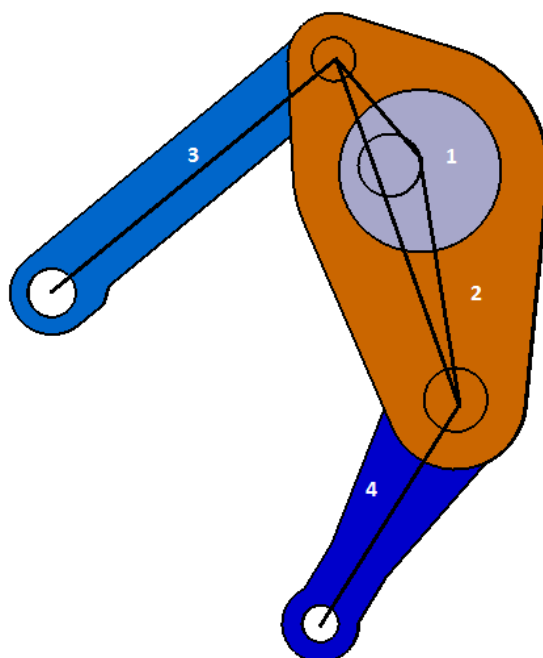


Figura 4.1- Sistema *gellenkantrieb* proposto

Uma vez que a análise analítica do sistema é descrita por equações não lineares, foi realizada a análise cinemática incremental do sistema com trabalho em contínuo com recurso ao *software* SAM®, com a velocidade angular w , imposta pela cadência nominal dos requisitos.

Sendo que a cadência nominal do sistema é de 56 ciclos por minuto, significa que o veio de acionamento actua a 56 RPM, o que se reflecte, segundo a equação 4.1, em 5,86 rad/s.

$$w = \frac{n^{\circ}RPM * 2\pi}{60} \text{ [rad/s]} \quad (4.1)$$

$$w = 5,86 \text{ rad/s}$$

Esta velocidade de rotação permite um tempo de ciclo de aproximadamente 1,07 s.

A Figura 4.2 mostra o esquema cinemático do acionamento.

O veio de acionamento corresponde ao ponto 1 do esquema cinemático da Figura 4.2.

Os gráficos das propriedades cinemáticas do sistema, deslocamento, velocidade e aceleração, são mostrados nas Figura 4.3, Figura 4.4 e Figura 4.5, respetivamente.

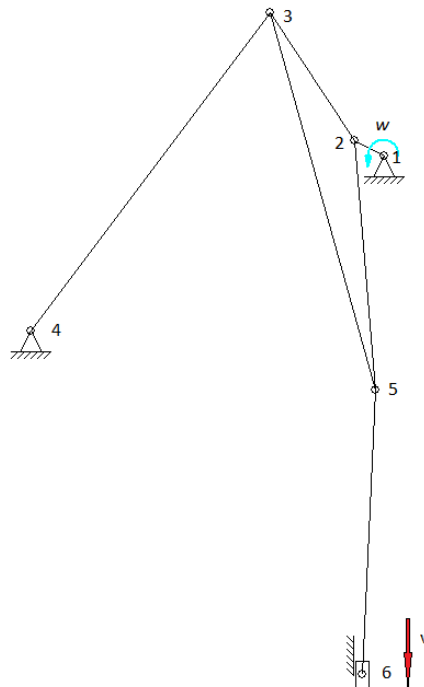
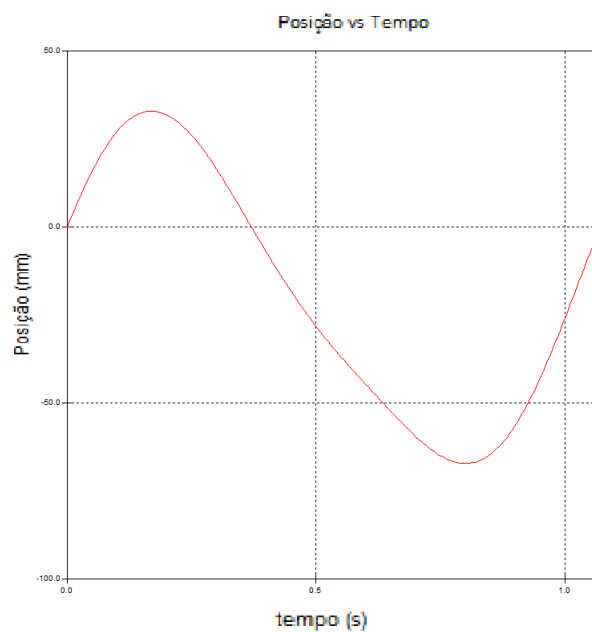
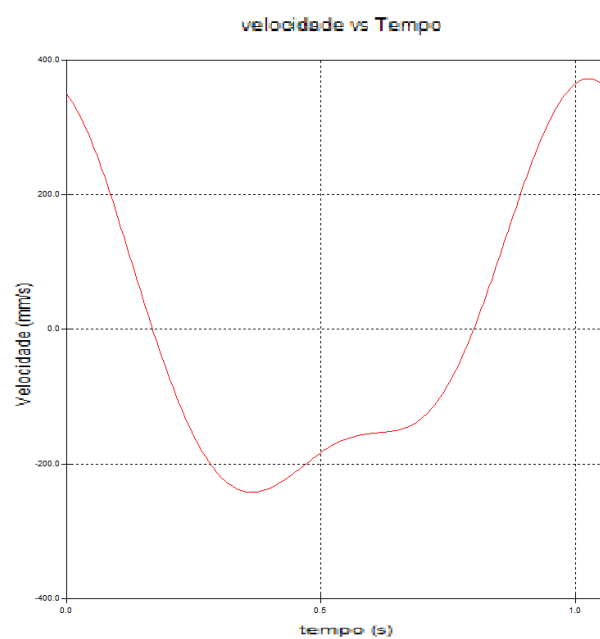


Figura 4.2- Esquema cinemático do sistema *gellenkantrieb*

Figura 4.3- Gráfico da posição do sistema *gellenkantrieb*Figura 4.4- Gráfico da velocidade do sistema *gellenkantrieb*

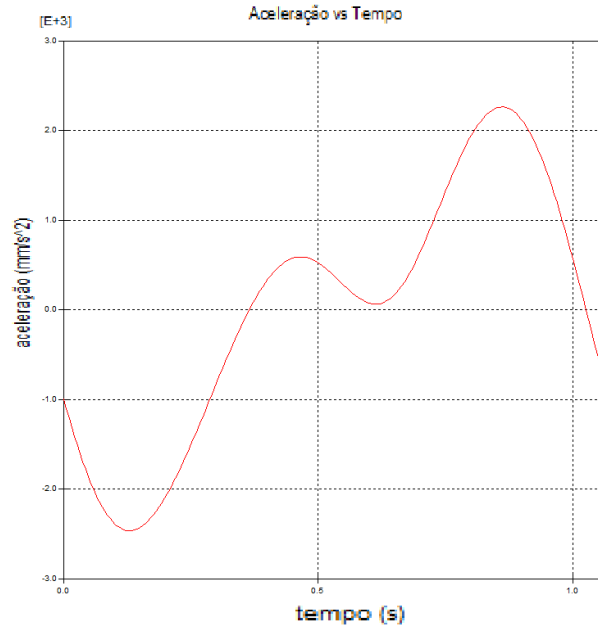


Figura 4.5- Gráfico da aceleração do sistema *gellenkantrieb*

Embora não seja perceptível o abrandamento da corredeira na fase de aproximação no gráfico do deslocamento, esse efeito é realçado pelos gráficos da velocidade e aceleração onde é mostrada uma desaceleração nesta fase. Também de forma idêntica, a velocidade de recuo é superior à de avanço da corredeira, sendo este facto mostrado nos mesmos gráficos de velocidade e aceleração.

No gráfico do deslocamento também é visível que a corredeira possui um curso de 100mm, normal para prensas desta capacidade de carga.

4.2. Cálculo das energias do servo sistema

O cálculo das energias do sistema tem como objectivo calcular qual a contribuição energética que os componentes, não incluindo o motor, disponibilizam para o trabalho de deformação, sendo que a restante energia tem de ser fornecida pelo motor. Então, o cálculo das energias do sistema pode ser descrito pela equação 4.2.

$$E_{\text{deformação}} = E_{\text{cinética}} + E_{\text{motor}} [J] \quad (4.2)$$

4.2.1 Cálculo da energia de deformação

Baseado no princípio de funcionamento de prensas de conformação metálica, os sistemas de accionamento devem fornecer ao material a energia necessária para que a deformação deste seja realizada segundo os parâmetros requeridos. Neste caso energia que o sistema deve dispendir sobre o material, a força nominal, $F_{nominal}$, deve estar disponível durante todo o percurso de deformação, $h_{deformação}$. A equação 4.3 permite calcular a energia necessária para efectuar o trabalho de deformação, com base nos parâmetros referidos.

$$E_{deformação} = F_{nominal} * h_{deformação} [J] \quad (4.3)$$

Substituindo os valores dos requisitos, nas unidades SI, na Equação 4.3 temos:

$$E_{deformação} = 10^6 * 0,0071 [J]$$

$$E_{deformação} = 7100 [J]$$

A energia necessária para efectuar o trabalho de deformação do material é de 7100 J, valor este que tem de ser fornecido pelo sistema, ou seja, componentes do mecanismo cinemático e motor.

4.2.2 Cálculo da energia cinética do sistema

Como já foi referido, a energia cinética, E_c , calculada nesta subsecção será subtraída à energia total necessária para a deformação do material, calculada na subsecção anterior, sabendo assim a energia que o motor tem que fornecer.

Esta forma de energia é fornecida pelos componentes numerados na Figura 4.1 adicionando a contribuição da corredeira. Assim sendo, a energia cinética do sistema, na fase de deformação é a soma da variação de energia cinética inerente a cada componente do sistema, como mostra a equação 4.4.

$$E_{c\ sistema} = \Delta E_{c1} + \Delta E_{c2} + \Delta E_{c3} + \Delta E_{c4} + \Delta E_{c\ corredeira} [J] \quad (4.4)$$

A energia cinética de cada componente é calculada segundo a equação 4.5, que tem como parâmetros a massa e a variação de velocidades do centro de massa das componentes, durante a deformação.

$$E_{c\ n} = \frac{1}{2} m_n \Delta v_n^2 [J] \quad (4.5)$$

Onde

$$\Delta v_n = v_{n\ PMI} - v_{n\ contacto} \quad (4.6)$$

Com recurso ao *software* CAD Catia V5®, calculou-se o volume das peças, tal como o seu centro de massa. Aplicando as coordenadas do centro de massa no programa de simulação incremental SAM®, obteve-se a velocidade do centro de massa de cada componente no momento de contacto com o material a 7,1 mm do ponto morto inferior, PMI, e no respectivo PMI, altura em que a corredeira atinge os 7,1 mm de deformação do material. A Tabela 4.2 mostra as massas e velocidades do sistema, de acordo com a numeração da Figura 4.1

Tabela 4.2- Massas e velocidades do sistema

Massa e velocidades das componentes do sistema				
Componente	Massa [kg]	$v_{contacto}$ [m/s]	v_{PMI} [m/s]	Δv [m/s]
1	27,638	0,190	0,190	0
2	35,625	0,207	0,263	0,056
3	16,139	0,088	0,048	-0,040
4	14,870	0,189	0,293	0,104
Corredeira	382	0.13	0	-0.13

Aplicando os valores da Tabela 4.2 na equação 4.5 calcula-se o valor da variação de energia cinética de cada componente. O resultado deste cálculo é apresentado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3- Variação de energia cinética dos componentes

Variação de energia cinética dos componentes	
Componente	E_c [J]
1	0
2	0,473
3	-0,044
4	0,372
Corredeira	-3.228

Somando as variações de energias cinéticas dos componentes, como é mostrado a equação 4.4, obtém-se a energia que o sistema, sem o motor, transmite para a deformação do material.

$$E_{c\ sistema} = -2,426 [J]$$

Assim sendo, o sistema em si transmite uma energia de 2,426 J ao material.

4.2.3- Cálculo da energia a fornecer pelo motor

Como já foi referido no início da secção 4.2, o motor terá de fornecer energia suficiente para que, em conjunto com a energia dos componentes, o material se deforme como esperado.

Manipulando a equação 4.2 com vista a calcular a energia a despendar pelo motor obtém-se a equação 4.7.

$$E_{deformação} - E_{cinética} = E_{motor} [J] \quad (4.7)$$

Aplicando os valores previamente calculados:

$$E_{motor} = 7097,574 [J]$$

O motor terá de fornecer 7097,574 J ao sistema, de forma a preencher os requisitos da máquina.

4.3. Dimensionamento do motor

Uma vez calculada a energia que o motor deve despendar, é necessário calcular a potência e o binário que este deve desenvolver, de forma a respeitar a cadência nominal requisitada. Para tal é necessário saber o tempo de cadência nominal, $t_{deformação}$, em que o material se deforma, uma vez que é nessa fase que o motor deve fornecer o total da força nominal. Tal valor pôde ser calculado utilizando o SAM®. O tempo da respetiva deformação é, então:

$$t_{deformação} = 0,096 [s]$$

para uma velocidade angular, já calculada, de 5,86 rad/s.

4.3.1- Cálculo da potência mínima do motor

Uma vez calculado o tempo de deformação, é possível calcular a potência mínima, P_{motor} , que o motor deve fornecer, uma vez que, segundo a equação 4.8, a potência é a energia despendida num determinado espaço de tempo.

$$P_{motor} = \frac{E_{motor}}{t_{deformação}} [W] \quad (4.8)$$

Aplicando os valores já calculados:

$$P_{motor} = 73933,0624 [W]$$

Portanto, a potência mínima do motor deve ser de 73933,062 W.

4.3.2- Calculo do binário mínimo a fornecer ao sistema

O binário a desenvolver pelo motor depende da utilização de redutores entre o motor e o veio de acionamento, pelo que, nesta subsecção é calculado o binário para a utilização de um acoplamento direto. A equação 4.9 mostra a relação do binário, M_t , com a potência e velocidade angular do veio de acionamento.

$$P_{motor} = M_t * w [W] \quad (4.9)$$

Ou seja:

$$M_t = \frac{P_{motor}}{w} [Nm] \quad (4.10)$$

Substituindo pelos valores previamente calculados:

$$M_t = 12616,564 [Nm]$$

Então, o sistema deve ser provido de um binário total de 12616,564 Nm, na fase de deformação do material.

Como o motor é de acoplamento direto, a velocidade de rotação a que este tem funcionar é a mesma da cadência nominal, ou seja, a 56 RPM.

4.3.3- Cálculo do binário do motor utilizando um redutor convencional

A aplicação direta de motores ao veio de acionamento da prensa é uma solução utilizada por fabricantes de servoprensas, com o intuito de minimizar perdas de rendimento através de redutores, simplificando ao mesmo tempo o projeto. Embora este fato se torne uma forte vantagem dessa solução, tais motores, denominados de servomotores de binário, devem ser construídos de forma a disponibilizarem o máximo de binário às baixas rotações, aumentando o número de pólos magnéticos no interior do motor, como já foi referido, o que os torna dispendiosos. Por outro lado, aplicando um servomotor de elevada rotação, mas binário inferior, acoplado a um redutor que transmite a potência ao veio de acionamento, torna-se uma opção menos dispendiosa, mas com redução de eficiência, embora pouco significativa.

Empresas como a alemã Desch fabricam redutores aplicados às prensas mecânicas convencionais, capazes de transmitir até 25 kNm de binário com reduções de 10:1 entre o motor e o veio de acionamento.

A equação que caracteriza os redutores face aos binários de entrada, o motor, e saída, o sistema, é mostrada na equação 4.11.

$$M_{t\ sistema} = n * M_{t\ motor} \ [Nm] \quad (4.11)$$

Ou seja:

$$M_{t\ motor} = \frac{M_{t\ sistema}}{n} \ [Nm] \quad (4.11)$$

Onde n se refere à relação de velocidades no redutor.

Utilizando um redutor convencional capaz transmitir ao veio de acionamento um binário de 12794,322 Nm, com razão de redução n=10, O binário a ser disponibilizado pelo motor, segundo a equação 4.11, é de:

$$M_{t\ motor} = 1261,656 \ [Nm]$$

Com a utilização do redutor, a velocidade de rotação do motor é também afectada, visto que este tem de compensar a redução face à velocidade de cadência requisitada. Na equação 4.12 é mostrada a relação da velocidade com a razão de redução.

$$RPM_{motor} = n * RPM_{sistema} \ [RPM] \quad (4.12)$$

Consequentemente, à velocidade de 56 RPM requerida no sistema, com a relação de 10:1 do redutor, passa a corresponder no motor a rotação:

$$RPM_{motor} = 560 \text{ [RPM]}$$

4.4. Resumo das características do motor

Após o dimensionamento dos requisitos mínimos do motor, para as duas vertentes de utilização, ou seja, acoplamento direto e alternativamente, com recurso a redutor, mostram-se na Tabela 4.4 os requisitos a que o motor deve obedecer de forma a satisfazer as necessidades de produção a que se destina a prensa.

É de salientar que no caso de uso de redutor, o servomotor foi dimensionado para uma redução de 10:1.

Tabela 4.4- Características do motor

Tipo de acionamento	Acoplamento direto	Uso de redutor
Potência [kW]	75	75
Velocidade de rotação [RPM]	56	560
Binário [kNm]	13	1,3

4.5. Possibilidades de otimização produtiva da servoprensa

Como já foi referido, o dimensionamento do servomotor efetuado neste capítulo baseia-se num trabalho contínuo do motor, a velocidade de rotação constante. Tal empregabilidade do servomotor não explora as potencialidades da sua utilização, nomeadamente a possibilidade de controlo e variação das velocidades de rotação.

Esta subsecção tem como objectivo mostrar uma possibilidade de otimização das velocidades de rotação do motor, dividindo o movimento cíclico do sistema em quatro fases distintas:

1. Fase de descida da corrediça (rápida)
2. Fase de aproximação ao material (lenta, e com precisão)
3. Fase de conformação do material (velocidade estipulada no dimensionamento do motor)

4. Fase de recuo da corrediça (rápido)

Observando a Figura 4.3 da página 26, é possível verificar que as etapas 1, 2 e 4, anteriormente referidas, podem sofrer alterações na velocidade de funcionamento, aproveitando as capacidades do servomotor otimizando o processo produtivo da prensa. A Tabela 4.5 mostra uma proposta de optimização das velocidades de rotação do motor, face à velocidade calculada no dimensionamento efectuado, ou seja, $w = 5,86 \text{ rad/s}$.

Tabela 4.5- Proposta de velocidades

Fase	Velocidade do motor relativa
1	$1,5*w$
2	$0,75*w$
3	w
4	$1,5*w$

Com estas velocidades o gráfico de posição da corrediça é o mostrado na Figura 4.6- Gráfico da proposta de optimização de velocidades. O tempo total de ciclo, após a optimização de velocidades é de 0,75 s. Uma vez que o tempo de ciclo do sistema, quando acionado por velocidade constante, é de 1,07 s, esta proposta de optimização de velocidades reflete-se num tempo de curso de aproximadamente 70 % do tempo de ciclo inicial. Em termos de produção, este perfil de velocidades aumenta a produtividade para 80 ciclos/min, ou seja, mais 24 peças em relação ao que é produzido pela velocidade constante.

Na Figura 4.7 é possível ver os gráficos de actuação do sistema a velocidade constante, e a velocidades optimizada.

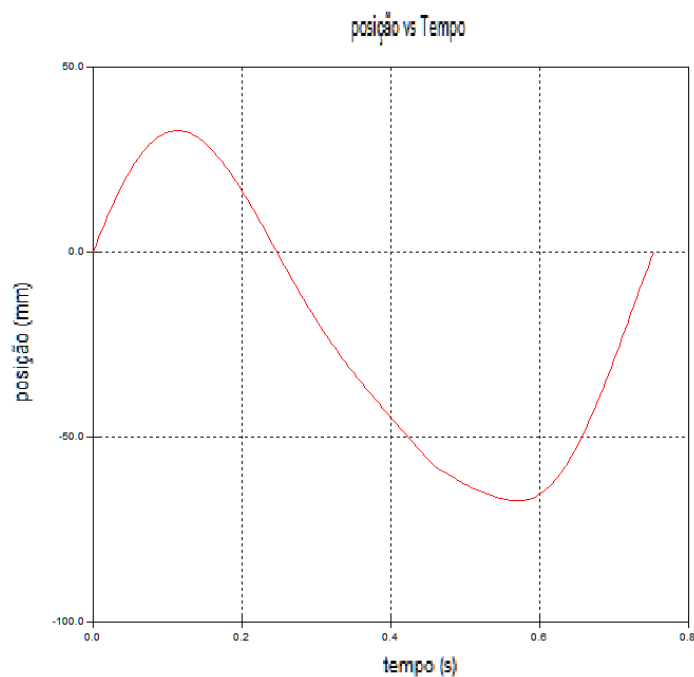


Figura 4.6- Gráfico da proposta de otimização de velocidades

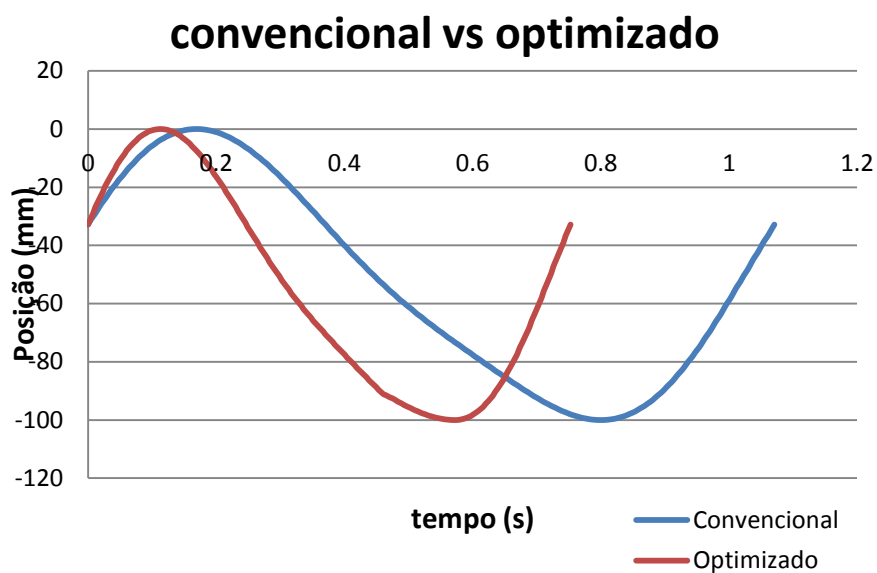


Figura 4.7- Convencional vs otimizado

Capítulo 5

Conclusões

Neste capítulo é apresentada a análise e interpretação dos resultados, fase ao conhecimento adquirido do mercado e estudos das servoprensas

O desenvolvimento analítico dos sistemas cinemáticos estudados não foi realizado, uma vez que, como é apresentado no capítulo 1, o projecto baseava-se no tratamento e resolução dos problemas em perspetiva industrial, considerando o desenvolvimento de equações trigonométricas não lineares (de difícil resolução) fora do âmbito deste trabalho. Dado esse facto o recurso a software de análise incremental dos parâmetros cinemáticos, como o SAM®, e programas de calculo de massas e centros de massa recorrendo a modelação tridimensional dos componentes, como o Catia V5®, foi a escolha mais eficiente no que diz respeito ao tempo despendido e aos resultados obtidos.

Também não foram referenciadas marcas e modelos dos componentes como o redutor e servomotor, uma vez que esses parâmetros devem ser analisados pela empresa, recorrendo à lista de fornecedores, atendendo às leis do mercado entre os intervenientes. Como tal, os parâmetros calculados tratam-se dos valores mínimos a que os equipamentos devem atender, de forma a possibilitar o funcionamento da servoprensa segundo os requisitos exigidos pela empresa para o dimensionamento cinemático proposto. A utilização do sistema de acionamento direto ou ao uso de um redutor deve ser analisado pela empresa, tendo em conta a relação custo benefício dos sistemas.

5.1. Potência do servomotor dimensionado

Analisando as características da prensa convencional cujas características ditaram os requisitos do sistema, A Mecânica Exacta CC100, mostradas na Tabela 5.1, é mostrado que o motor convencional possui uma potência bastante reduzida, em relação ao servomotor dimensionado.

Tal se deve à utilização do volante de inércia, uma vez que é este que debita a energia necessária para a deformação do material. Assim, a função do motor é transportar o sistema desde o ponto morto inferior ao ponto morto superior, tendo apenas de superar as inércias do sistema.

Tabela 5.1- Dados da prensa Mecânica Exacta CC100

Dados Mecânica Exacta CC100	
Parâmetros	Valores
Força nominal [kN]	1000
Altura de deformação [mm]	7,1
Cadência nominal [ciclos/min]	56
Potência do motor [kW]	11

Embora o elevado custo do servomotor, devido à tecnologia e à potência que necessita, possam ser um factor desencorajador da adopção de sistemas servoaccionados, tem de se ter em conta o benefício da não utilização de volantes de inércia, de sistemas de redução associados a freios e embraiagem que, para além do número elevado de componentes, fator que dificulta a manutenção, são também componentes de custo considerável que não necessitam de ser aplicados. O factor de segurança aliado à integridade da máquina também favorece os sistemas servoaccionados, uma vez que nas prensas convencionais, o recurso ao travão de emergência coloca em risco a estrutura da máquina tal como o funcionamento do volante de inércia.

A utilização de servomotores permite também adaptar as velocidades da máquina a cada processo produtivo, não sendo necessário recorrer a intervenções mecânicas e estruturais no sistema, sendo tais alterações efectuadas a nível de programação dos motores, estas alterações podem ser aplicadas como mostrado na proposta de optimização, ou tendo em conta a velocidade óptima de deformação de um material, ou o perfil de velocidades para a deformação com geometrias mais complexas. No caso das prensas convencionais estas alterações teriam de ser efectuadas com recurso a intervenções mecânicas, regulando os redutores.

Também é possível adaptar nas servo prensas equipamentos de co-geração, que permitam armazenar a energia dissipada nas desacelerações do motor, sendo esta utilizada em solicitações mais exigentes como acelerações rápidas, diminuindo a potência consumida à rede eléctrica.

A eficiência e eficácia que os servo sistemas oferecem são também um fator a ter em conta, uma vez que a capacidade de regulação de curso, tal como a regulação da velocidade e a sua curva de actuação, permitem realizar, em certos casos, o trabalho de uma linha de prensas em apenas uma. Como as velocidades podem ser adaptadas, a deformação de diferentes tipos de materiais pode ser regulada à velocidade óptima de deformação dos mesmos.

5.2. Binário do sistema escolhido

Segundo dados fornecidos pela empresa Mecânica Exacta S.A., um sistema de cambota convencional necessita de um binário de deformação que ronda os 25 kNm. Como é possível observar nos cálculos efectuados, o binário necessário para o sistema *gellenkantrieb* é de aproximadamente 13 kNm. Esta redução permite uma poupança na escolha do servomotor, seja ele de acoplamento directo, ou associado ao redutor.

Capítulo 6

Futuro desenvolvimento

O desenvolvimento a nível interno da empresa Mecânica Exacta S.A. e o desenvolvimento a nível geral da tecnologia dos servo sistemas serão abordados neste capítulo.

Dado o âmbito do projecto estudado, existem dois tipos de desenvolvimento de servo sistemas que são abordados neste capítulo: o desenvolvimento dos restantes sistemas da servoprensa e o desenvolvimento da própria tecnologia servomotorizada aplicada às prensas de conformação mecânica.

6.1. Desenvolvimento da servoprensa Mecânica Exacta

Neste estudo foi realizado o dimensionamento cinemático do servo sistema a utilizar num projecto em desenvolvimento da empresa Mecânica Exacta S.A. que, por si só não permite a construção de uma nova prensa. Para tal é necessário que a este dimensionamento faça parte de dimensionamentos dinâmicos do sistema, desenvolvimento da estrutura da servoprensa, análise cuidada dos custos e benefícios do tipo de motor a utilizar, como foi referido anteriormente, análise da procura e da viabilidade económica da construção destes equipamentos.

6.2. Desenvolvimento da tecnologia das servoprensas

Embora as servoprensas mecânicas sejam uma tecnologia recente, já se dividiu em subgrupos de desenvolvimento, sendo exemplo disso a utilização de servomotores de elevado binário para acoplamento directo, ou motores de elevada rotação utilizando redutores. Tal abordagem da tecnologia permite o desenvolvimento de servoprensas que se adaptem, de forma mais acelerada aos diferentes processos de fabrico de componentes por conformação ou corte de material.

Devido à elevada capacidade de troca de informação tecnológica e ao progresso global dos sistemas de produção, as servoprensas serão integradas no grande grupo dos sistemas de conformação metálica. No entanto, a sua implementação e utilização em larga escala poderá ser diferente dos sistemas já existentes, uma vez que depende de factores diferentes. As possibilidades que os servomotores oferecem nos processos de conformação metálica são vistas com agrado por parte das indústrias do setor.

O desenvolvimento das servoprensas passará, para além da redução dos custos dos servomotores, por:

- Desenvolvimento de novas formas de conformação metálica, usufruindo da flexibilidade de movimento da corredeira;
- Optimização dos movimentos da corredeira recorrendo a simulações computarizadas dos processos de conformação;
- Algumas linhas progressivas de prensas mecânicas convencionais serão substituídas por uma única servoprensa, capaz de atingir os mesmos resultados.

Em síntese, as servoprensas são uma tecnologia em rápido desenvolvimento, que visa adaptar-se à maioria dos processos de conformação metálica, tornando-a um importante grupo de ferramentas deste sector industrial, que cresce a um passo acelerado, e se difunde em várias formas de utilização e implementação.

Bibliografia

Altan T, Groseclose A. 2009. Servo-Drive Presses—Recent Developments. *Umformtechnisches Kolloquium*. 2009, Vol. 10.

Altintas, Y, Lane, AJYA. 1997. Design of an Electro-Hydraulic CNC Press Brake. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1997.

Anaheim Automotion. 2011. AC motor Guide. *Anaheim Automotion*. [Online] 2011. [Citação: 23 de Setembro de 2012.] <http://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/ac-motor-guide.php>.

Ando, H. 2004. Application of Servo System in Recent Press Machines. *Journal of the Japan Society for Technology of Plasticity*. 2004, Vol. 45.

Ando, H. 2005. Press Machine for Plate Forging. *241 st Symposium* . 2005.

Bloom, T. 2008. Servo-Drive Presses for the Next Generation Press Shop. *Presentation Prepared by Schuler-Weingarten*. 2008.

Boerger, D. 2003. Servo Technology Meets Mechanical Presses. *Stamping Journal*. 2003.

Devoldere, T, Dewulf, W, Deprez, W, Willems, B, Duflou, JR. 2007. Improvement Potential for Energy Consumption in Discrete Part Production Machines. *Proceedings of the 14th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering*. 2007.

Endou, J. 2008. Innovation of Press Working by Servo Press. *Journal of the Japan Society for Technology of Plasticity*. 2008.

Garcia, C, Ortubay, R, Azpilgain, Z. 2006. Accuracy in a 400 t Fagor Servo-motor Driven Mechanical Press. *2nd International Conference on Accuracy in Forming Technology*. 2006.

Groche, P, Schultheis, V, Schneider, R. 2005. New Production Perspectives through Direct Drive Systems. *Production Engineering*. 12, 2005.

Hayashi, S. 2004. AC Servo-drive Press Brake with Sensor for Bending Angle. *Press Working*. 2004.

Heston, T. 2008. the science behind the servo press. *thefabricator.com*. [Online] FMA, 15 de Janeiro de 2008. [Citação: 15 de Setembro de 2012.] <http://www.thefabricator.com/article/presstechnology/the-science-behind-the-servo-press>.

Horie, Y. 2006. Aida Digital Servo Former NC1, NS1-D Series Using Direct Driving. *Press Working*. 2006.

Inatomi, T. 2001. Komatsu AC Servo Driven Press Brake PAS Series. *Press Working*. 39, 2001.

kissell, T. 1999. *Industrial Electronics*. s.l. : Pearson Education, 1999.

Kurokata, K. 2003. Free Motion Press and Value Added Stamping. *Die and Mould Technology*. 18, 2003.

Lange, K. 1985. *Handbook of Metal Forming*. s.l. : McGraw-Hill, 1985.

Miyoshi, K. 2004. Current Trends in Free Motion Presses. *roceedings of 3rd*. 2004.

Munemori, T, Ochi, K, Yokobayashi, T, Nunoshita, S. 2009. Driving of Injection Moulding Machine and Energy Saving. *Plastics Age*. 56, 2009.

nadolski art & design. 2009. Hipro-Antrieb (Vorderansicht). [Online] 2009. [Citação: 22 de Setembro de 2012.] <http://www.n-ad.de/content/2d-animation/hipro-antrieb-vorderansicht>.

Nascimento, Wagner. 2009. Protecção em prensas e similares. [Online] 17 de Junho de 2009. [Citação: 22 de Agosto de 2012.] http://wagner-nascimento.blogspot.pt/2009_06_01_archive.html.

Osakada, K. 2010. Application of Servo Presses to Metal Forming Processes. *Steel Research International. Supplement Metal Forming*. 2010, Vol. 81.

Sakaguchi, M. 2006. Features of Digital Servo Press and Examples of High Function and Value Forming. *Press Working*. 2006.

Schuler. 2011. Mechanical presses with knuckle-joint drive. [Online] schuler, 2011. [Citação: 21 de Setembro de 2012.]

http://www.schulergroup.com/major/us/technologien/produkte/kniehebelpressen_mechanisch/index.html.

Suganuma, T. 2007. AIDA Digital Former Series Having Wide Range of Forming Conditions in Press Forming. *Press Working*. 2007.

Yoneda, T. 2008. Features of Direct Driving ZEN Former. *Press Working*. 2008.